



Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets



⑪ Veröffentlichungsnummer: **0 631 068 A1**

⑫

EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG

⑬ Anmeldenummer: 94109155.5

⑮ Int. Cl. 5: **F16H 1/16, F16H 57/02,
B66C 23/84**

⑭ Anmeldetag: 15.06.94

⑯ Priorität: 19.06.93 DE 4320376
29.07.93 DE 9311316 U
13.08.93 PCT/DE93/02156

⑰ Veröffentlichungstag der Anmeldung:
28.12.94 Patentblatt 94/52

⑱ Benannte Vertragsstaaten:
AT BE CH DE DK ES FR GB IT LI NL SE

⑲ Anmelder: IMO -
INDUSTRIE-MOMENTENLAGER STOLL &
RUSS GmbH
Poppenwind 16

D-91350 Gremsdorf (DE)

⑳ Erfinder: Stoll, Klaus
Franzensbader Strasse 5
D-91315 Höchstadt/Aisch (DE)
Erfinder: Russ, Erich
Poppenwind 21
D-91350 Gremsdorf (DE)

㉑ Vertreter: Matschkur, Götz, Lindner Patent-
und Rechtsanwälte
Postfach 11 91 09
D-90101 Nürnberg (DE)

㉒ Anordnung zum Drehantrieb eines Maschinen- und Anlagenteiles mit Schneckengetriebe.

㉓ Anordnung zum Drehantrieb eines Maschinen- oder Anlagen-Teiles, beispielsweise Kranes, auf einem Chassis oder Fundament, mit einem Schneckengetriebe (3,4), dessen Gehäuse (2) auf dem Chassis oder Fundament befestigt ist, dessen Schnecke (3) manuell oder von einem Antriebsmotor in Drehung versetzbare ist, und dessen Schneckenrad (4) im Gehäuse (2) drehbar gelagert ist, indem das Schneckenrad (4) an beiden Seiten (6A,6B) seiner zum Eingriff mit der Schnecke (3) vorgesehenen Verzahnung (6) je mit einem separaten Wälzlager (10,11,12) versehen ist, wobei das Gehäuse (2) mit

einem Basisteil (2A) und einem darauf flächig fixierbaren Deckelteil (2B) gebildet ist, daß wenigstens eine Stirnseite (6A,6B) oder nicht verzahnte Seitenwandung des Schneckenrades (4) einen Verbindungsansatz aufweist, der den Basis- oder Deckelteil (2A,2B) durchsetzt und zum Anschluß an das zu drehende Teil ausgebildet ist, und daß die beiden Außenringe (12) der Wälzlager an der jeweiligen Wandung der Basis- und Deckelteile (2A,2B) des Gehäuses (2) sowie die beiden zugehörigen Innenringe (10) jeweils an der Wandung des Schneckenrades (4) anliegen und/oder fixiert sind.

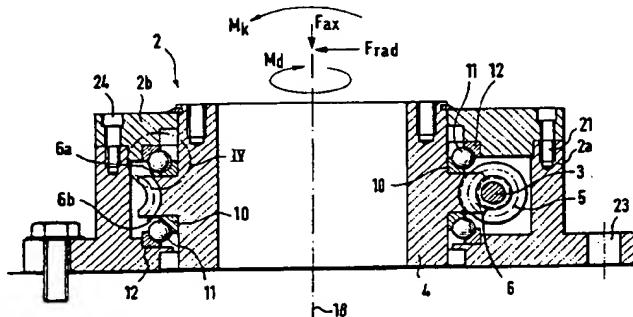


FIG. 3

Die Erfindung betrifft eine Anordnung zum Drehantrieb eines Maschinen- oder Anlagenteiles, beispielsweise Kranes, auf einem Chassis oder Fundament, unter Verwendung eines Schneckengetriebes, dessen Gehäuse auf dem Chassis oder Fundament befestigt ist, gemäß erstem Teil (Oberbegriff) des Anspruchs 1.

Bei bekannten Antrieben für Autokrane werden die Schwenkbewegungen beispielsweise mittels zweier Hydraulikzylinder hervorgerufen, die als Zahnstangen ausgebildet und links und rechts einer Königszapfenlagerung angeordnet sind. Die Drehkräfte werden über die Zahnstange auf ein großdimensioniertes Ritzel übertragen. Durch diese Anordnung der Hydraulikzylinderantriebe erhält das dabei verwendete Getriebe eine erhebliche Streckung, um hohe Kippmomente zu übertragen.

Bekannt ist eine Getriebeanordnung (vgl. DE-OS 34 46 438), bei der das Schneckenrad durch nur ein Kreuzrollenlager gelagert ist. Durch die einschnittige Lagerung entsteht ein Kippmoment durch den Antrieb (Schneckenrad, Schnecke). Dies wirkt sich ungünstig aus, weil dadurch Tragfähigkeit des einschnittigen Lagers verloren geht und keine so hohen äußeren Kräfte übertragen werden können. Des Weiteren entsteht durch die einschnittige Lagerung eine höhere Verkipfung des Schneckenrades, was sich sehr ungünstig auf die Eingriffsverhältnisse der Schneckenverzahnung auswirkt. Das einschnittige Lager ist durch eine Schraubverbindung vom Außenring mit dem Gehäuse, und vom Innenring mit dem Schneckenrad zu verbinden. Dies ist mit einem Mehraufwand von Fertigung und Montage verbunden.

Ferner sind Anordnungen mit Schneckengetriebe etwa der eingangs genannten Art bekannt (vgl. US-A-4 616 528, US-A-3 710 640, EP-A-0 031 873, DE-A-33 21 854), bei denen das Schneckenrad im Getriebe-Gehäuse zweifach bzw. zweischnittig ausgeführt ist. Zweischnittige Lagerung heißt, daß für das Schneckenrad zwei separate Lager, beispielsweise Wälzlager, koaxial zueinander angeordnet sind. Bei den Anordnungen aus den genannten Fundstellen dienen die Schneckengetriebe durchweg als Getriebestufe für Ventilanwendungen, Mehrfachantriebe insbesondere mit Gleichstrommotoren oder Spindelhubgetriebe und Spindelschubgetriebe. Gemeinsam ist diesen Ausführungen, daß gegen Einwirkungen außerordentlicher Kippmomente auf die Welle oder Achse des Schneckenrades keine besonderen Vorkehrungen getroffen sind. Die Gehäuse sind, soweit ersichtlich, durchweg einstückig ausgebildet und können aufgrund ihrer Struktur keinen Beitrag liefern, die Standfestigkeit und Stabilität der Achse oder Welle des Schneckenrades, die beispielsweise zu Abtrieb verwendet wird, zu gewährleisten oder gar zu erhöhen.

Es stellt sich die der Erfindung zugrundeliegende Aufgabe, eine Schneckengetriebeanordnung zum Drehantrieb zu schaffen, die sich einerseits durch eine kompakte, platzsparende Bauweise und andererseits durch die Fähigkeit auszeichnet, außerordentlich hohe externe Kräfte (Axial- und Radialkräfte) und Momente, vor allem Kippmomente aufzunehmen und zu übertragen. Zur Lösung wird auf die im Patentanspruch 1 gekennzeichnete Schneckengetriebeanordnung verwiesen.

Es wird also das Getriebe-Gehäuse in ein Ober- und Unterteil gegliedert, wobei eines der beiden Teile vom Anschlußansatz des Schneckenrades zum zu drehenden Maschinen- oder Anlagenteil durchsetzt ist. Indem die Außenringe der beiden Wälzlager je an einem Ober- und Unterteil des Gehäuses und die jeweiligen Innenringe am Schneckenrad befestigt sind, und nachfolgend Oberteil und Unterteil zum Gesamt-Gehäuse miteinander fest verschraubt werden, entsteht eine kompakte, platzsparende und feste Einheit, in der Getriebe und Lagerung baulich ineinander integriert sind. Insbesondere wird dadurch eine Verspannung und zusätzliche Stabilisierung der Wälzlager erreicht. So kann auf dem Schneckenrad das zu drehende Teil mit außerordentlichem Gewicht montiert werden, wobei nicht nur hohe Axial- und Radialkräfte, sondern auch hohe Kippmomente funktionssicher aufgenommen werden können.

Die erfindungsgemäß Antriebsanordnung eignet sich vor allem zum Direktantrieb von Maschinen- und Anlagenteilen. Sie kann bei verringertem baulichen Aufwand und erhöhter Zuverlässigkeit die bekannten Drehverbindungen und Ritzel mit Zwischengetriebe ersetzen. Indem die zweischnittige Lagerung des Schneckenrades erfindungsgemäß mit den miteinander verschraubten Gehäuseteilen zusammenwirkt, läßt sich bei einfacher Bauweise und großer Kosteneinsparung eine auch gegenüber Kippmomenten robuste Aufnahme des Schneckenrades im Getriebe-Gehäuse erreichen.

Durch das geschlossene Gehäuse ist die erfindungsgemäß Antriebsanordnung gegenüber Stör einflüssen aus der Umgebung weitgehend abgeschirmt, was die Wartungsfreiheit erhöht. An die Anschlußkonstruktion mit dem Verbindungsansatz brauchen keine so hohen Anforderungen an die baulichen Genauigkeiten gestellt werden, da die erfindungsgemäß Antriebsanordnung von Haus aus eine hohen Eigensteifigkeit besitzt. Dies ergibt sich unter anderem aus der erfindungsgemäß Maßnahme, daß einerseits das Schneckenrad und andererseits Ober- und Unterteil (Basis- bzw. Dekketeil) des Getriebe-Gehäuses jeweils als Trägerkörper für die gehärteten Laufbahnschalen (Innen- und Außenringe) der zweischnittigen Lagerung verwendet werden. Zudem sind noch die beiden Gehäuseteile miteinander starr verbunden bzw. anein-

ander fixiert. Die Lager des Schneckenrades können als Vierpunktllager (Kugel), sowie als Rollenlager ausgeführt sein. Die Lagerkräfte lassen sich mittels weiterer Befestigungsschrauben an Außenflanschen des Gehäuses oder dergleichen in die Umgebungskonstruktion übertragen. Aufgrund der erfindungsgemäßen Maßnahmen sind das Gehäuse und das Schneckenrad in der Lage, die von den schweren Maschinen- und Anlagenteilen herrührenden, hohen äußeren Kräfte, die über die Lagerung übertragen werden, aufzunehmen. Das Oberteil bzw. Deckelteil des Gehäuses kann beispielsweise die Funktion übernehmen, die äußeren Zugkräfte aufzunehmen. Ferner kann das Gehäuse die Lager spielfrei bzw. die Vorspannung halten.

Nach einer besonderen Ausführung sind die Gehäuseteile über Dichtmittel aneinandergelegt, um einen Abschluß gegen die Umwelt zu erreichen.

Dem erfindungsgemäßen Grundkonzept, die Lagerung des bei den ins Auge gefaßten Anwendungen hochbelasteten Schneckenrades räumlich gleichsam auseinander zu ziehen, entspricht einer Weiterbildung der Erfindung, nach der das Schneckenrad über zwei getrennte Schräg-Wälzlager drehgelagert ist, bei denen die Wälzkörper von den Einlagen bzw. vom Innen- und Außenring jeweils mit einem Umfangsabschnitt zwischen 60° und 120°, vorzugsweise etwa 90° umfaßt sind. Damit ist der an sich bekannte Weg (siehe oben), die Schneckenradlagerung mit einem einzigen Kreuzrollenlager auszuführen, verlassen. Über die beiden Schräkgugellager können Radial-, Axial-Lasten und Kippmomente vorteilhafter aufgenommen werden.

Zur Erzielung einer konstruktiv einfachen Ankopplung des zu drehenden Teiles an die Getriebeanordnung wird nach einer anderen Weiterbildung der Erfindung vorgeschlagen, daß wenigstens eine Stirnseite oder sonstige, nicht verzahnte Seitenwandung des Schneckenrades zum Anschluß des zu drehenden Teiles spezifisch ausgebildet ist, sei es durch einen Kranz von Bohrungen zum Anschrauben, sei es durch beispielsweise hakenförmige Einrastelemente oder Einschnappeinrichtungen. Auch eine einstückige Verbindung zwischen Schneckenrad und zu drehendem Teil ist im Rahmen der Erfindung denkbar.

Die Herstellungskosten erniedrigt es, wenn nach anderer Weiterbildung der Erfindung die Einlage bzw. Innen- und Außenring der Wälzlager radial durchgehend geschlitzt sind. Damit wird nicht nur die Möglichkeit geschaffen, die Einlagen aus einem einzigen Strang kostengünstig herzustellen, sondern auch diese beim Einbau bzw. der Montage kurzzeitig aufzupreisen zu können.

Bei Verwendung von Wälzlagern ist zweckmäßig der Außenring an der Innenwandung des Getriebe-Gehäuses und der Innenring am zu drehen-

den Schneckenrad fixiert. Die Wälzlager werden durch den Getriebedeckel zu einer Einheit verbunden.

5 Damit möglichst hohe Drehmomente übertragen werden können, sind nach einer anderen Ausbildung der Erfindung zwei oder mehr Schnecken angeordnet, die auf das (gemeinsame) Schneckenrad einwirken.

10 Bei extremer Belastung kann es im Rahmen der Erfindung auch zweckmäßig sein, Wälzlager mit mehreren Wälzkörperkränzen auszuführen, die an Laufbahnen abrollen, die unter Winkel zueinander stehen. Dabei kann beispielsweise ein Wälzkörperkranz ausschließlich für die Übertragung von Radialkräften und je ein weiterer Wälzkörperkranz für die Übertragung von Axialkräften in beiden Richtungen von Momenten vorgesehen werden. Der erste Wälzkörpersatz würde auf zylindrischen Laufbahnen abrollen, während die beiden anderen Wälzkörperkränze an dazu rechtwinkeligen ebenen Flächen abrollen. Solche Lagermodule sind für sich genommen als Doppel-Axial-Radial-Lager bekannt.

15 20 25 Bei bekannten Schneckengetrieben, insbesondere wenn sie nicht als reines Übersetzungsgetriebe, sondern im Sinne der erfindungsgemäßen Gattung zum Direktantrieb von Maschinen- und Anlagenteilen eingesetzt sind (vgl. DE-OS 34 46 438), kann leicht folgendes Problem auftreten: Das sich in Drehung befindliche Schneckenrad muß irgendwann in möglichst kurzer Zeit abgebremst werden. Da sich mit dem drehenden Schneckenrad bei den genannten Anwendungsfällen in der Regel sehr viel Masse mitbewegt, ist im großen Umfang Bewegungsenergie umzuwandeln. Infolgedessen kann es beim schnellen Abbremsen passieren, daß die Verzahnung des Schneckenrades oder das damit in Eingriff stehende Gewinde der Schnecke bricht.

20 25 30 35 40 45 50 55 Mithin wird im Rahmen der Erfindung das weitere Problem aufgeworfen, beim Anfahren und insbesondere Abbremsen der mit einem Maschinenteil gekoppelten Schneckenräder auftretende dynamische Kräfte aufzufangen und so zu kompensieren, daß eine Zerstörung des Getriebegerüsts zwischen Schnecke und Schneckenrad verhindert ist. Zur Lösung wird bei einer Schneckengetriebeanordnung mit den eingangs genannten Merkmalen erfindungsgemäß vorgeschlagen, daß die Schnecke nicht nur drehgelagert, sondern auch in ihrer Längsrichtung gegen Federkraft (linear) verschiebbar gelagert ist. Mit anderen Worten, es sind ein oder mehrere Federelemente so angeordnet, daß sie mit ihrer Federkraft der Linearverschiebung der Schnecke innerhalb des Getriebegehäuses entgegen stehen. Dies kann zweckmäßig dadurch realisiert sein, daß das oder die Federelemente einerseits gegenüber der Gehäusewandung und andererseits an der Schnecke abgestützt sind bzw. angreifen. Mit dieser erfindungsgemäßen Ausbildung

können Massenkräfte der in Drehung befindlichen Teile kompensiert werden, ohne daß es zu Schäden an der Verzahnung durch Überlast kommt. Ein schlagartiges Abbremsen ist vermieden.

Mit Vorteil sind nach einem oder beiden Enden des Schnecken-Gewindes Federeinrichtungen, beispielsweise ein oder mehrere Schrauben- oder aneinanderliegende Tellerfedern, im Paket zusammengefaßt, die jeweils zwischen einem Gewinde-Stirnende und dem Schnecken-Wellenende angreifen bei Abstützung gegen die Gehäusewandung.

Mit der erfindungsgemäßen Federung wird der Schnecke ein gewisser Hub innerhalb des Gehäuses oder Rahmens erlaubt wodurch Bremskräfte und Verzögerungsbelastungen ausgeglichen bzw. kompensiert werden können.

Mit Vorteil ist die Schnecke beidseits an ihren Enden jeweils mit einem Radial- und Axiallager gelagert, weil dadurch die äußeren Massenkräfte oder Stöße abgemildert und vorgespannte Tellerfedern zwischen den Axiallagern und der Schnecke angeordnet sein können.

Unter dem Ziel, die Robustheit gegenüber Kippmomenten zu verstärken, besteht eine zweckmäßige Ausführung darin, daß Deckel- und Basisteil des Gehäuses in Richtung der Schneckenradachse oder parallel dazu aufeinandergesetzt sind. Die aneinanderliegenden Auflageflächen der beiden Gehäuseteile erhöhen die Standfestigkeit und verhindern dann deren Verkippen gegeneinander, wobei auch ein stabiler Halt für die Außenringe der zweiseitigen Schneckenrad-Lagerung gewährleistet ist. Vorteilhaft sind die gemeinsamen Auflageflächen der Gehäuseteile so dimensioniert, daß sie von Fixier-, insbesondere Schraubmittel durchsetzbar sind. Dem Verkippen wirkt es weiter entgegen, wenn die Fixier- oder Schraubmittel parallel zur Schneckenrad-Achse verlaufen, wobei die gemeinsamen Auflageflächen der Gehäuseteile mit maximaler Kraft aneinandergepreßt sind. Dadurch wird die Stabilität der Lagerung optimiert.

Es liegt im Rahmen der Erfindung, daß der Verbindungsansatz des Schneckenrades den Deckel- oder Basisteil bzw. eines der beiden Gehäuseteile axial oder achsparallel durchsetzt. Dadurch läßt sich der Verbindungsansatz besonders leicht zur Aufnahme und zum Tragen des zu drehenden Maschinen- oder Anlagenteiles einsetzen.

Die erfindungsgemäße Schneckengetriebedrehantriebsanordnung läßt sich insbesondere bei Auto-, Bau-, Hafen-, Industriekränen, Baggern, Hubbühnen, Tiefloßbaggern, Betonmischern, Gabelstapler-Anbaugeräten, Schweißdrehitschen und Betonpumpen zur Bildung der dort jeweils notwendigen Drehverbindungen verwenden. Weitere Anwendungsgebiete für die erfindungsgemäße Antriebsanordnung sind Schwenkeinrichtungen für Greifer, Schienenzangen, Arbeitslastwendemaschi-

nen, Anbaumanipulatoren, schwenkbare Stapleranbaugeräte, Autoparksysteme, schwenkbare Hubbühnen, Fahrzeugwinden und Wandwinden, Lenkschemel für Schwerlastfahrzeuge, Lenk-Antriebsseinheit für Lkw, Maschinen zum Verpacken und Füllen, Etikettieren, Sortieren, Misch- und Rührwerke, Eindickeranlagen und Rechenanlagen für Abwasser- und Schlammbehandlung, Baumaschinen, Schwenklager, Baggerlader, Universal-Bagger, Roboter, Zuführungsmaschinen, Rundschaltische und Wendespanner.

Weitere Einzelheiten, Merkmale und Vorteile auf der Basis der Erfindung ergeben sich aus den Unteranspüchen sowie der nachfolgenden Beschreibung eines bevorzugten Ausführungsbeispiels der Erfindung anhand der Zeichnungen. Diese zeigen in:

- Fig: 1 eine Antriebsanordnung mit Schneckengetriebe in perspektivischer Darstellung,
- Fig: 2 eine Draufsicht gemäß Richtung II in Figur 1,
- Fig: 3 einen Schnitt gemäß der Linie III - III in Figur 2
- Fig: 4 eine vergrößerte Darstellung des Details IV in Figur 3, und
- Fig: 5 das in der Anordnung gemäß Figuren 1 - 4 verwendete Kugellager in axialer Draufsicht.

Gemäß Figur 1 weist das für die erfindungsgemäße Drehantriebsanordnung verwendete Schneckengetriebe 1 ein Getriebe-Gehäuse 2 (vgl. Fig. 3) mit einem Basisteil 2a auf, in dem eine Schnecke 3 und ein Schneckenrad 4 drehbar gelagert sind. Das Basisteil 2a besitzt eine Auflagefläche 20, die von einer Reihe Innengewindebohrungen 21 achsparallel zum Schneckenrad 4 durchsetzt sind. An der geraden Vorderseite des im Beispiel weitgehend gebogenen Basisteiles 2a ist ein vorspringender Befestigungsflansch 22 ausgebildet, über dessen Befestigungslöcher 23 eine Fixierung an einem Fundament oder Chassis (nicht gezeichnet) herbeigeführt werden kann. Die Schnecke 3, die über ihr schraubenförmiges Gewinde 5 mit der Verzahnung 6 des Schneckenrades 4 in Eingriff steht, ist zur Kopplung mit einem (nicht gezeichneten) Dreh-Antriebsmotor vorgesehen.

Das Schneckenrad 4 besitzt an seiner Stirnseite einen achsparallel bzw. zylindrisch vorspringenden Verbindungsansatz 7, in dessen Stirnwandung 8 eine Mehrzahl von Befestigungselementen, z.B. Anschraubbohrungen 9 reihum in Umfangsrichtung bzw. kranzartig eingeformt sind. Diese dienen zur Befestigung eines zu drehenden Maschinen- oder Anlagenteiles (nicht gezeichnet). Auf der Stirnseite der Schneckenrad-Verzahnung 6 aufliegend ist der kleinere Innenring 10 eines Schrägkugellagers (vgl. Figur 4) in Figur 1 sichtbar. Durch Einlegen einer

Vielzahl von Kugeln 11 (vgl. Figuren 3 und 4) in diesen Innenring 10 und Aufsetzen eines (größeren) Außenrings 12 läßt sich das vollständige Schräkgugellager 10, 11, 12 bilden.

Wie aus Figur 1 und vor allem Figur 2 erkennbar, ist im Abstand von den beiden Stirnenden des Schnecken-Gewindes 5 jeweils eine um die Schneckenwelle herum ringartig vorspringende Anschlagschulter 13 erhaben ausgebildet. Zwischen jeder dieser Anschlagschultern 13 und den in der Wandung des Gehäuses 6 drehgelagerten Schnecken-Endabschnitten 14 sind ein oder mehrere Pakete 15 aus einer Mehrzahl einzelner Tellerfedern 16 insbesondere unter Einspannung angeordnet.

Die Tellerfedern 16 bzw. die entsprechenden Pakete 15 sind über ihre inneren Ausnehmungen auf die Schnecke 3 beidseits des Schneckengewindes 5 aufgesteckt bis zur Anlage an der jeweiligen Anschlagschulter 13.

Die Tellerfedern 16 sind als kreisringförmige Plättchen ausgebildet, die gemäß teilweiser Querschnittsdarstellung in Figur 2 zum äußeren Rand hin zunehmend von ihrer ebenen, zweidimensionalen Kreisring-Grundfläche unter einem schrägen Winkel abweichen. Innerhalb eines Federpaketes 15 sind mindestens zwei solcher Tellerfedern 16 zueinander spiegelsymmetrisch so aneinander gelegt, daß sich lediglich ihre äußeren Randkanten berühren, die von der besagten ebenen Kreisring-Grundfläche am meisten abstehen. Diese Abweichung wird bei axialem Kraftbeaufschlagung, beispielsweise aufgrund kurzzeitigen Verzögern oder Beschleunigens des Schneckenrads 4, elastisch-reversibel vermindert. Daraus ergibt sich die Möglichkeit linearer Hubbewegungen 17 für die Schnecke 3 im Getriebe-Gehäuse 2. Über diese Hubbewegungen 17 der Schnecke 3 können bei starken Beschleunigungen oder Verzögerungen des Schneckenrads 2, beispielsweise beim Abbremsen oder Anfahren, auftretende dynamische Kräfte von den beidseitigen Federpaketeten 15 aufgenommen werden, so daß ein abruptes Abbremsen von Lasten ohne Zerstörung der Verzahnung 6 und/oder des Gewindes 5 möglich ist.

Gemäß Figur 3 ist zur Bildung des Gesamtgehäuses 2 auf die Auflagefläche 20 (vgl. Fig. 1) des unteren Basisteiles 2a ein (oberes) Deckelteil 2b flächig aufzusetzen. Zur starren Fixierung aneinander dienen Verbindungsschrauben 24, welche in die Innengewindebohrungen 21 des Basisteiles 2a eingeschraubt sind und den Deckelteil 2b über fluchtende Durchgangsbohrungen hingreifen. Das Schneckenrad 4 ist gegenüber dem Getriebe-Gehäuse 2 durch zwei Kugellagersätze 10, 11, 12 drehbar gelagert, die jeweils auf einer der beiden Stirnseiten 6a, 6b der Schneckenrad-Verzahnung 6 aufgelegt sind. Dabei ist stets der kleinere Innenring 10 an der jeweiligen Stirnseite 6a bzw. 6b der

5 Schneckenrad-Verzahnung 6, und der größere Außenring 11 an der Innenwandung des Gehäuses 2 ortsfest fixiert. Indem also die Lagerung des Schneckenrades 4 durch die Aufteilung der Lagerung in je einen separaten Kugellagersatz 10, 11, 12 für die Stirnseiten 6a, 6b an der Schneckenrad-Verzahnung räumlich auseinandergenommen ist, können Radiallasten F_{rad} , Axiallasten F_{ax} und Kippmomente M_k in außerordentlichem Umfang aufgenommen werden, wobei das für das anztreibende Teil notwendige Drehmoment M_d des Schneckenrades 4 um dessen Mittelachse 18 weitgehend unbeeinträchtigt bleibt.

15 Diese vorteilhafte Wirkung der zweifachen Lagerung läßt sich noch fördern durch die Verwendung von Schräkgugellagern gemäß Figur 4: Die Einlagen bzw. Innen- und Außenringe 10, 12 umfassen die Lagerkugel 11 jeweils nur mit einem Umfangsabschnitt von etwa 90°. Sind diese gemäß Figur 3 koaxial bzw. achsparallel zur Mittelachse 18 fluchtend angeordnet, kann ein Kippmoment M_k durch zwei zusammenwirkende Lager 10, 11, 12 an je einer Schneckenrad-Stirnseite 6a, 6b mit größerer Funktionssicherheit aufgenommen werden.

20 In Figur 5 ist ein vollständiger Schräg-Kugellagersatz 10, 11, 12 in der Draufsicht dargestellt. Dabei sind radial vorgenommene Schlitzte 19 ersichtlich, die jede der Einlagen bzw. kleineren und größeren Ringe 10 bzw. 12 durchsetzen.

30 Patentansprüche

1. Anordnung zum Drehantrieb eines Maschinen- oder Anlagen-Teiles, beispielsweise Kranes, auf einem Chassis oder Fundament, mit einem Schneckengetriebe (1), dessen Gehäuse (2) auf dem Chassis oder Fundament befestigt ist, dessen Schnecke (3) manuell oder von einem Antriebsmotor in Drehung versetzbare ist, und dessen Schneckenrad (4) im Gehäuse (2) drehbar gelagert ist, indem das Schneckenrad (4) an beiden Seiten (6a, 6b) seiner zum Griff mit der Schnecke (3) vorgesehenen Verzahnung (6) je mit einem separaten Wälzlager (10, 11, 12) versehen ist, dadurch gekennzeichnet, daß das Gehäuse (2) mit einem Basisteil (2a) und einem darauf flächig fixierbaren Deckelteil (2b) gebildet ist, daß wenigstens eine Stirnseite (6a, 6b) oder nicht verzahnte Seitenwandung des Schneckenrades (4) einen Verbindungsansatz (7) aufweist, der den Basis- oder Deckelteil durchsetzt und zum Anschluß an das zu drehende Teil ausgebildet ist, und daß die beiden Außenringe (12) der Wälzlager an der jeweiligen Wandung der Basis- und Deckelteile (2a, 2b) des Gehäuses (2) sowie die beiden zugehörigen Innenringe (10) jeweils an der Wandung des Schneckenrades (4) anlie-

gen und/oder fixiert sind.

2. Anordnung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Lagerung des Schneckenrades (4) mittels zweier Schräg-Wälzlager (Fig.4) realisiert ist, bei denen die Wälzkörper (11) von den Einlagen beziehungsweise vom Innen- und Außenring (10,12) jeweils mit einem Umfangsabschnitt zwischen 60 und 120 Grad, vorzugsweise von 90 Grad, umfaßt sind. 5

3. Anordnung nach einem der vorgehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß zur Lagerung des Schneckenrades (4) zwei Wälz- lager (10,11,12) angeordnet sind, deren Einla- gen beziehungsweise Innen- und Außenringe (10,12) geschlitzt (19) sind. 15

4. Anordnung nach einem der vorgehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß zur Lagerung des Schneckenrades (4) zwei Wälz- lager (10,11,12) angeordnet sind, bei denen der Innenring (10) einen gegenüber dem Au-ßenring (12) unterschiedlichen, insbesondere kleineren Durchmesser als der Außenring (12), aufweist. 20

5. Anordnung nach einem der vorgehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das Basis- und/oder Deckelteil des Getriebe-Ge- häuses (2) und/oder das Schneckenrad (4) je- weils eine Aussparung aufweisen, in die der Außenring (12) eingelegt ist. 25

6. Anordnung nach einem der vorgehenden Ansprüche, gekennzeichnet durch zwei oder mehr antreibbare Schnecken, die mit dem ge- meinsamen Schneckenrad in Eingriff stehen. 30

7. Anordnung nach einem der vorgehenden Ansprüche, gekennzeichnet durch Wälzlager mit mehreren Wälzkörperkränzen, denen vor- zugsweise Laufbahnen zum Abrollen zugeord- net sind, die miteinander einen vorbestimmten Winkel bilden. 35

8. Anordnung nach Anspruch 7, dadurch gekenn- zeichnet, daß die Wälzlager mit mehreren Wälzkörperkränzen als an sich bekannte Doppel-Axial-Radiallager ausgeführt sind. 40

9. Anordnung nach einem der vorgehenden Ansprüche, mit einer länglichen Schnecke (3) und einem damit in Eingriff stehenden Schne- kenrad (4), die in einem gemeinsamen Getrie- begehäuse (2) oder -rahmen jeweils drehbar gelagert sind, dadurch gekennzeichnet, daß die Schnecke (3) zudem in ihrer Längsrichtung 45

gegen Federkraft verschiebbar (17) gelagert ist.

10. Anordnung nach Anspruch 9, dadurch gekenn- zeichnet, daß die der Verschiebung (17) entge- genstehende Federkraft mit einem oder mehreren Federelementen (15,16) realisiert ist, die gegenüber der Gehäusewandung (2) abge- stützt sind und an der Schnecke (3) angreifen (13). 50

11. Anordnung nach Anspruch 9 oder 10, dadurch gekennzeichnet, daß die der Verschiebung ent- gegenstehende Federkraft mit einem oder mehreren Federelementen (15,16) realisiert ist, die an der Schnecke (3) zwischen einem Stir- nende ihres Gewindes (5) und ihrem jeweils nächstliegenden drehgelagerten Endabschnitt (14) angreifen (13) und gegenüber der Gehäu- sewandung (2) des Getriebes (1) abgestützt sind. 55

12. Anordnung nach Anspruch 10 oder 11, da- durch gekennzeichnet, daß ein oder mehrere Federelemente (15,16) als von der Schnecke durchsetzte Schrauben- oder Tellerfedern (16) ausgeführt sind, die gegebenenfalls als ge- meinsam spannbare Federpakete zusammen- gefaßt sind.

13. Anordnung nach einem der vorgehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß Dek- kel- und Basisteil (2a,2b) des Gehäuses (2) in Richtung der Schneckenrad-Achse (18) oder parallel zur Schneckenrad-Achse (18) aufeinan- dersetzbare und/oder miteinander verschraubbar sind.

14. Anordnung nach einem der vorgehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die gemeinsamen Auflageflächen (20) von Basis- und Deckelteil (2a,2b) des Gehäuses (2) von Fixier-, insbesondere Schraubmitteln (21,24) durchsetzt sind.

15. Anordnung nach Anspruch 14, dadurch ge- kennzeichnet, daß die Fixier- oder Schraubmit- tel (21,24) parallel zur Schneckenrad-Achse (18) verlaufen.

16. Anordnung nach einem der vorgehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der Verbindungsansatz (7) den Deckel- und Basi- steil (2a,2b) axial oder achsparallel durchsetzt.

17. Anordnung nach einem der vorgehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Schnecke (3) an beiden Enden jeweils mit ei-

nem Axial- und Radiallager versehen ist.

18. Anordnung nach einem der vorangehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der Verbindungsansatz (7) zur Aufnahme und zum Tragen des Maschinen- und Anlagenteiles verwendet wird. 5

10

15

20

25

30

35

40

45

50

55

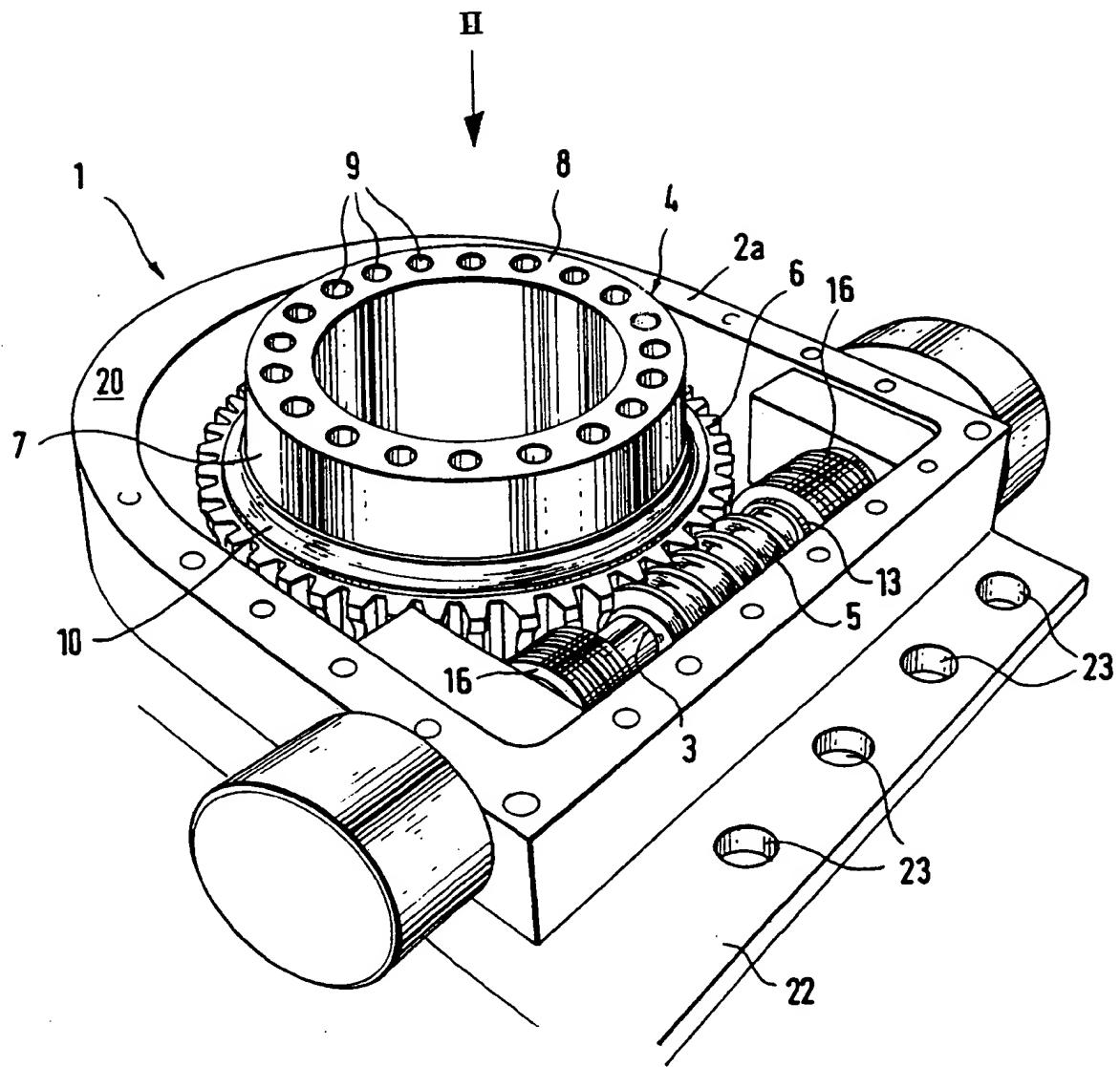


FIG. 1

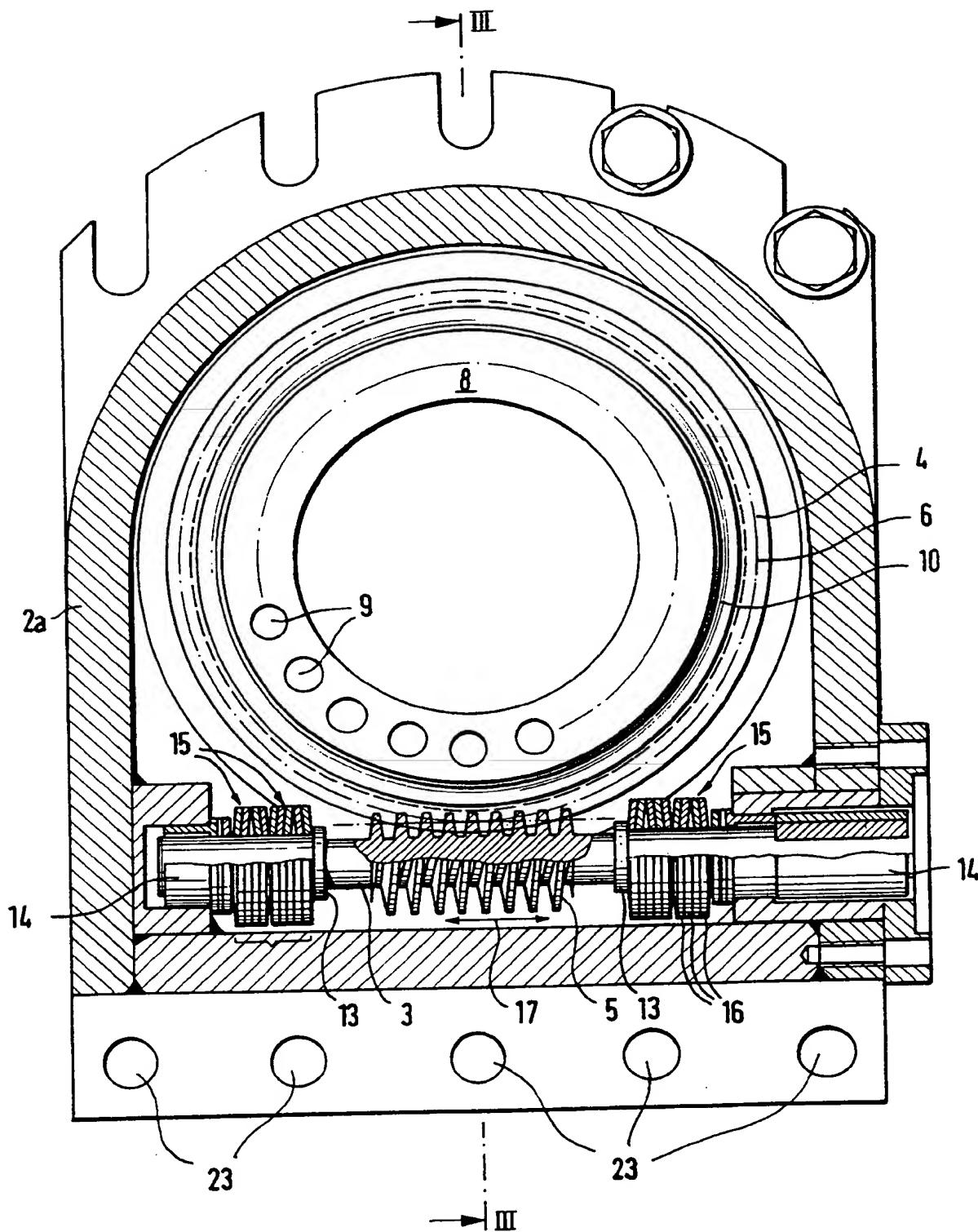


FIG. 2

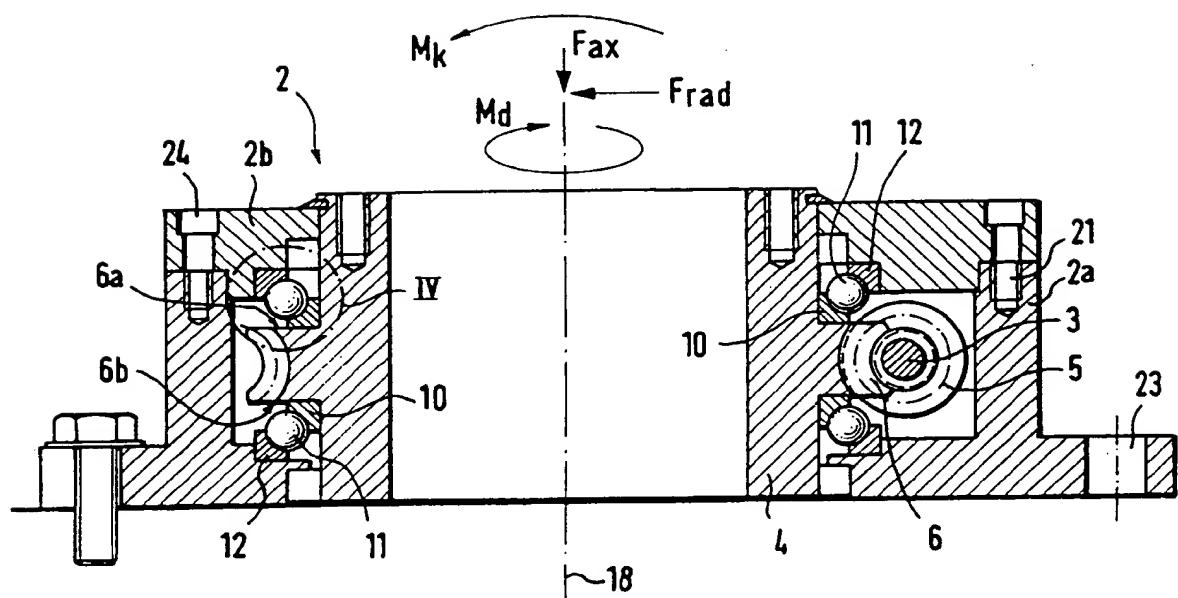


FIG. 3

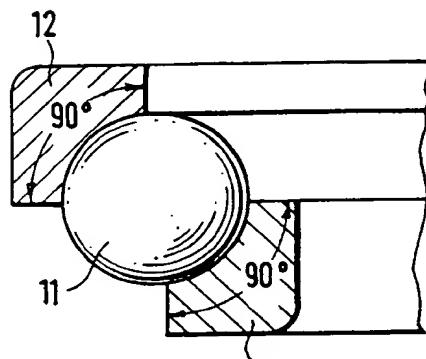


FIG. 4

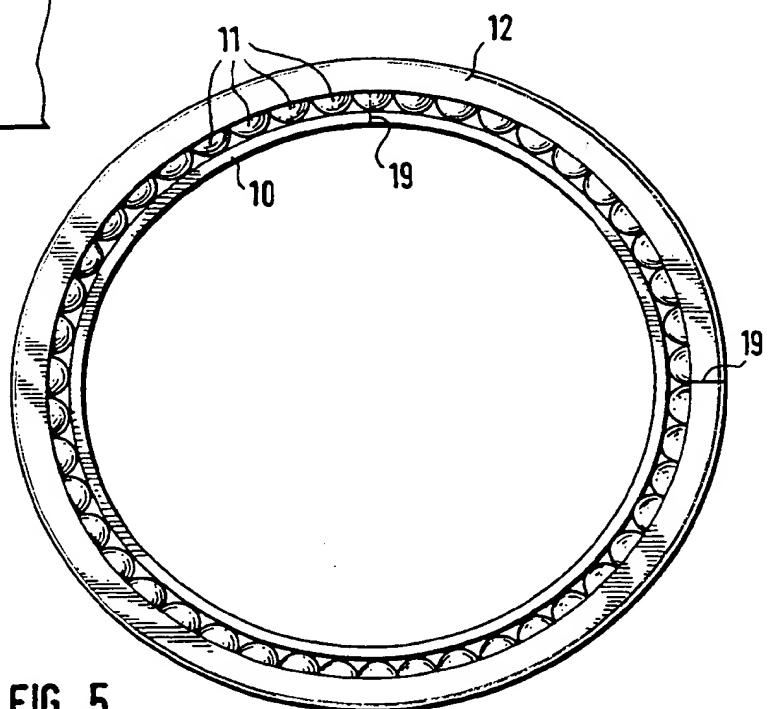


FIG. 5



Europäisches
Patentamt

EUROPÄISCHER RECHERCHENBERICHT

Nummer der Anmeldung
EP 94 10 9155

EINSCHLÄGIGE DOKUMENTE			KLASSIFIKATION DER ANMELDUNG (Int.CLS)		
Kategorie	Kennzeichnung des Dokuments mit Angabe, soweit erforderlich, der maßgeblichen Teile	Betritt Anspruch			
D, A	US-A-3 710 640 (STANGER) * Spalte 1; Abbildung 3 *	1,2,4,5, 17,18	F16H1/16 F16H57/02 B66C23/84		
D, A	EP-A-0 031 873 (MASCHINEFABRIK BENNINGER) * Seite 4 - Seite 6; Abbildungen 1,2 *	1,5,6,17			
D, A	DE-A-33 21 854 (PFAFF) * Seite 23; Abbildung 2 *	1,5,13, 14,16-18			
A	DE-A-23 25 713 (LENSING) * Seite 3 - Seite 4; Abbildungen 1,2 *	1,2,4,5			
A	DE-A-20 53 523 (SCHOTTEL-WERF) * Seite 2; Abbildung 1 *	1,9,17			
A	US-A-3 067 627 (PICKELS) * Spalte 2; Abbildung 1 *	1,9-12			
D, A	DE-A-34 46 438 (FLENDER) * Zusammenfassung; Abbildung 1 *	1	RECHERCHIERTE SACHGEBiete (Int.CI.5)		
D, A	US-A-4 616 528 (MALINSKI) * Zusammenfassung; Abbildung 2 *	1,2,6, 9-16,18	F16H B66C		
Der vorliegende Recherchenbericht wurde für alle Patentansprüche erstellt					
Recherchenort	Abschlußdatum der Recherche	Prüfer			
DEN HAAG	20. September 1994	Flores, E			
KATEGORIE DER GENANNTEN DOKUMENTE					
X : von besonderer Bedeutung allein betrachtet	T : der Erfindung zugrunde liegende Theorien oder Grundsätze				
Y : von besonderer Bedeutung in Verbindung mit einer anderen Veröffentlichung derselben Kategorie	E : älteres Patentdokument, das jedoch erst am oder nach dem Anmelde datum veröffentlicht worden ist				
A : technologischer Hintergrund	D : in der Anmeldung angeführtes Dokument				
O : nichtschriftliche Offenbarung	L : aus anderen Gründen angeführtes Dokument				
P : Zwischenliteratur	& : Mitglied der gleichen Patentfamilie, übereinstimmendes Dokument				

THE PATENTS ACT 1977, AS AMENDED,
AND
THE RULES MADE THEREUNDER

I, Madgie Vintin BA., MITI., translator to Messrs. Taylor and Meyer of 29 Kingsmead Road, London SW2 3HY, declare that I am conversant with the German and English languages and that to the best of my knowledge and belief the accompanying text is a true translation of the text on which the European Patent Office has granted or intends to grant European Patent No. 0 631 068 in the name of IMO - INDUSTRIE-MOMENTENLAGER STOLL & RUSS GmbH.

Signed this twenty-sixth day of April 1996

M. Vintin

The invention relates to an arrangement for the rotary operation of a machine or plant part, e.g. a crane, on a chassis or bed using a worm gear, the housing of which is fastened on the chassis or bed, according to the first part (preamble) of claim 1.

In known drives for automobile cranes, the slewing motions are effected, for example, by means of two hydraulic cylinders in the form of toothed racks which are disposed to the left and right of a king journal bearing. The rotational forces are transmitted via the toothed rack to a large-dimension pinion. By virtue of said arrangement of the hydraulic cylinder drives, the used gearing is provided with a considerable extension in order to transmit high tilting moments.

A gearing arrangement is known (cf. DE-OS 34 46 438), in which the worm wheel is supported by only one cross roller bearing. As a result of the single-shear bearing, a tilting moment is produced by the drive (worm wheel, worm). This has a disadvantageous effect because it means that bearing strength of the single-shear bearing is lost and it is not possible to transmit such high external forces. Furthermore, the single-shear bearing gives rise to increased tilting of the worm wheel, which has a very disadvantageous effect upon the contact ratios of the worm gearing. The single-shear bearing is to be connected by a screw connection of the outer ring to the housing and of the inner ring to the worm wheel. This entails an extra effort in terms of manufacture and assembly.

Arrangements having a worm gear e.g. of the type described initially are further known (cf. US-A-4 616 528, US-A-3 710 640, EP-A-0 031 873, DE-A-33 21 854), in which the worm wheel in the gear housing is of a double or two-shear construction. A two-shear bearing means that, for the worm wheel, two separate bearings, e.g. rolling bearings, are disposed coaxially relative to one another. In the arrangements from the cited bibliographic data, the worm gears are without exception used as a reduction stage for valve applications, multiple drives in particular with d.c. motors or spindle

lifting mechanisms and spindle sliding mechanisms. A common feature of said constructions is that no special precautions are taken against the effects of extraordinary tilting moments upon the shaft or axle of the worm wheel. As far as may be seen, the housings are without exception constructed as a single piece and, because of their structure, are unable to contribute towards guaranteeing or even increasing the endurance and stability of the worm wheel axle or shaft which is used, for example, for power take-off purposes.

The object of the invention is to provide a worm gear arrangement for rotary operation, which is notable on the one hand for its compact, space-saving style of construction and on the other hand for its ability to take up and transmit extraordinarily high external forces (axial and radial forces) and moments, above all tilting moments. For the solution to said problem, reference is made to the worm gear arrangement characterized in claim 1.

The gear housing is therefore divided into an upper part and a lower part, one of the two parts being penetrated by the connecting projection of the worm wheel to the machine or plant part to be rotated. By virtue of the fact that the outer rings of the two rolling bearings are each fastened to an upper and a lower part of the housing and the respective inner rings are fastened to the worm wheel and subsequently upper part and lower part are firmly screwed to one another to form the overall housing, a compact, space-saving and strong unit is produced, in which gear and bearing are structurally integrated one in the other. In particular, a bracing and additional stabilization of the rolling bearings is achieved thereby. It is therefore possible for the extremely heavy part which is to be rotated to be mounted on the worm wheel and for not only high axial and radial forces but also high tilting moments to be taken up in an operationally reliable manner.

The drive arrangement according to the invention is suitable above all for directly driving machine and plant parts. With a reduced constructional outlay and increased reliability, it may supersede the known rotary connections and pinions with interposed gearing. By virtue of the fact that the two-shear bearing of the worm wheel according to the invention cooperates with the housing parts which are screwed to one another, it is possible with a simple style of construction and a large cost saving to achieve a location of the worm wheel in the gear housing which is rugged also with regard to tilting moments.

By virtue of the closed housing, the drive arrangement according to the invention is extensively shielded from disturbing environmental influences, which increases the freedom from maintenance. There is no need to impose such high structural accuracy demands upon the connecting structure with the connecting projection because the drive arrangement according to the invention has a high inherent stability from the start. This arises i.a. from the measure according to the invention, whereby on the one hand the worm wheel and on the other hand the upper and lower parts (base and top parts) of the gear housing are used in each case as supporting bodies for the hardened raceway shells (inner and outer rings) of the two-shear bearing. In addition, the two housing parts are also rigidly connected or fixed to one another. The bearings of the worm wheel may take the form of four-point bearings (ball) as well as roller bearings. The bearing forces may be transmitted by means of further fastening screws at outer flanges of the housing or the like into the surrounding structure. Owing to the measures according to the invention, the housing and the worm wheel are able to take up the high external forces, which originate from the heavy machine and plant parts and are transmitted via the bearing. The upper part or top part of the housing may, for example, perform the function of taking up the external tensile forces.

Furthermore, the housing may hold the bearings free of play and sustain the initial tension.

According to a special construction, the housing parts are positioned against one another by sealing means in order to achieve a sealing-off from the environment.

The basic concept according to the invention, namely to effect a spatial separation, as it were, of the bearing of the worm wheel which in the contemplated applications is subject to high load, is fulfilled by a development of the invention according to which the worm wheel is rotatably supported by means of two separate skew rolling bearings, in which a peripheral section of between 60 and 120°, preferably around 90°, of the rolling bodies is enclosed in each case by the liners or by the inner and outer rings. There is therefore a departure from the known method (see above) of implementing the worm wheel bearing with a single cross roller bearing. By means of the two angular-contact ball bearings, radial and axial loads and tilting moments may be more advantageously taken up.

To achieve a constructionally simple coupling of the part which is to be rotated to the gear arrangement, according to another development of the invention it is proposed that at least one face or other non-geared side wall of the worm wheel is specifically designed for connection of the part to be rotated, whether by means of a ring of holes for screw connection or by means of, for example, hook-like latching elements or snap-in devices. An integral connection between the worm wheel and the part to be rotated is also conceivable within the context of the invention.

Manufacturing costs are reduced when, according to another development of the invention, the liner or inner and outer rings of the rolling bearings have a radial through-slit. This creates the possibility not only of manufacturing the

liners inexpensively from a single billet but also of temporarily spreading them during installation and assembly.

Given the use of rolling bearings, it is advantageous if the outer ring is fixed to the inner wall of the gear housing and the inner ring is fixed to the worm wheel to be rotated. The rolling bearings are connected by the gear cover to form a unit.

In order to be able to transmit torques which are as high as possible, according to another construction of the invention two or more worms are disposed, which act upon the (common) worm wheel.

Given extreme loading, it may in the context of the invention also be advantageous to implement rolling bearings with a plurality of rolling body rims which roll along tracks lying at an angle relative to one another. It is then possible, for example, to provide one rolling body rim exclusively for transmitting radial forces and two further rolling body rims for transmitting axial forces in both torque directions. The first rolling body set would roll on cylindrical tracks, while the other two rolling body rims roll on plane surfaces at right angles thereto. Such bearing modules as such are known as combined radial and thrust bearings.

In known worm gears, particularly when they are used not purely as a speed-transforming gear but in the sense of the type according to the invention for directly driving machine and plant parts (cf. DE-OS 34 46 438), the following problem may easily occur: the rotating worm wheel has at some time to be braked within as short a time as possible. Since, in said applications, as a rule a very high mass is simultaneously moved by the rotating worm wheel, to a large extent kinetic energy has to be converted. As a result, what may occur with rapid braking is that the gearing of the worm wheel or the worm thread meshed therewith breaks.

Thus, in the context of the invention, the further problem is raised of how to take up dynamic forces, which arise during start-up and in particular braking of the worm wheels coupled to a machine part, and compensate said forces in such a way as to prevent destruction of the gear meshing between worm and worm wheel.

To solve said problem, in a worm gear arrangement having the initially described features, according to the invention it is proposed that the worm is not only rotatably supported but also supported so as to be displaceable in its longitudinal direction counter to spring force (linearly). In other words, one or more spring elements are disposed in such a way that, with their spring force, they oppose the linear displacement of the worm inside the gear housing. This may be realized advantageously in that the spring element or elements are on the one hand supported relative to the housing wall and on the other hand act upon the worm. With said construction according to the invention, inertial forces of the rotating parts may be compensated without damage occurring to the gearing as a result of overload. Jerky braking is avoided.

Advantageously, there are combined in a set towards one or both ends of the worm thread spring devices, e.g. one or more helical springs or adjacent-lying cup springs, which in each case act between a thread front end and the worm shaft end while being supported against the housing wall.

With the spring mounting according to the invention, the worm is permitted a specific stroke inside the housing or frame, by means of which braking forces and deceleration loads may be equalized or compensated.

The worm is advantageously supported on both sides at each of its ends by a radial and thrust bearing because, by said means, the external inertial forces or impacts may be lessened

and prestressed cup springs may be disposed between the thrust bearings and the worm.

In order to increase the ruggedness with regard to tilting moments, an advantageous construction is such that top and base part of the housing are placed one on top of the other in the direction of the worm wheel axis or parallel thereto. The adjacent-lying supporting surfaces of the two housing parts increase the stability under load and hence prevent their tilting relative to one another, thereby also guaranteeing a stable support for the outer rings of the two-shear worm wheel bearing. The common supporting surfaces of the housing parts are advantageously so dimensioned that they may be penetrated by fixing means, in particular by screw means. Tilting is further counteracted when the fixing or screw means extend parallel to the worm wheel axis, the common supporting surfaces of the housing parts being pressed against one another with maximum force. The stability of the bearing is optimized as a result.

It lies within the scope of the invention that the connecting projection of the worm wheel axially or paraxially penetrates the top or base part or one of the two housing parts. The connecting projection may therefore be used particularly easily to receive and support the machine or plant part to be rotated.

The worm gear rotary drive arrangement according to the invention may be used in particular in automobile cranes, building cranes, harbour cranes, industrial cranes, excavators, jack-up inspection platforms, dipper shovels, concrete mixers, add-on units for fork lift trucks, welding turntables and concrete pumps to form the rotary connections required in each case. Further areas of application for the drive arrangement according to the invention are slewing devices for grabs, track pinch bars, workload turning machines, add-on manipulators, slewable stacker add-on units,

car parking systems, slewable jack-up platforms, vehicle and wall winches, swivelling bolsters for heavy road vehicles, steering drive unit for lorries, machines for packaging and filling, labelling, sorting, mixers and agitators, thickening installations and screening installations for the treatment of waste water and sludge, building machinery, pivot bearings, tractor backhoe loaders, universal dredgers, robots, feed machines, rotary indexing tables and reversible clamps.

Further details, features and advantages based on the invention are indicated in the sub-claims as well as in the following description of a preferred embodiment of the invention with reference to the drawings. The drawings show:

Fig:1 a perspective view of a drive arrangement with worm gear,

Fig:2 a plan view in direction II of Figure 1,

Fig:3 a section along the line III-III in Figure 2,

Fig:4 an enlarged view of the detail IV in Figure 3, and

Fig:5 an axial plan view of the ball bearing used in the arrangement according to Figures 1 to 4.

According to Figure 1, the worm gear 1 used for the rotary drive arrangement according to the invention comprises a gear housing 2 (cf. Fig.3) having a base part 2a, in which a worm 3 and a worm wheel 4 are rotatably supported. The base part 2a has a supporting surface 20 which is penetrated paraxially relative to the worm wheel 4 by a series of internally threaded holes 21. Formed at the straight front side of the, in the example, substantially curved base part 2a is a projecting fastening flange 22, by means of the fastening holes 23 of which fixing to a bed or chassis (not shown) may

be effected. The worm 3, which is meshed by its helical thread 5 with the gearing 6 of the worm wheel 4, is intended for coupling with a rotary drive motor (not shown).

At one end face, the worm wheel 4 has a paraxially and cylindrically projecting connecting projection 7, in the end wall 8 of which a plurality of fastening elements, e.g. screw fastening holes 9, are formed around in a peripheral direction or in a ring-like manner. Said fastening elements are used to fasten a machine or plant part (not shown) which is to be rotated. The smaller inner ring 10 of an angular-contact ball bearing (cf. Figure 4) which is supported on the end face of the worm wheel gearing 6 is visible in Figure 1. The complete angular-contact ball bearing 10, 11, 12 may be formed by inserting a plurality of balls 11 (cf. Figures 3 and 4) into said inner ring 10 and placing a (larger) outer ring 12 on top.

As is evident from Figure 1 and above all from Figure 2, there is formed in a raised manner at a distance from each of the ends of the worm thread 5 a stop shoulder 13 projecting in the manner of a ring around the worm shaft. One or more sets 15 comprising a plurality of individual cup springs 16 are disposed, in particular under restraint, between each of said stop shoulders 13 and the worm end portions 14 rotatably supported in the wall of the housing 6.

The cup springs 16 or the corresponding sets 15 are mounted by means of their inner recesses onto the worm 3 on either side of the worm thread 5 until they lie against the respective stop shoulder 13.

The cup springs 16 take the form of small annular plates which, according to the partial cross-sectional view in Figure 2, towards their outer rim increasingly deviate at an oblique angle from their plane, two-dimensional annular area. Within a spring set 15, at least two such cup springs 16 are

positioned mirror-symmetrically and adjacent to one another in such a way that only their outer rim edges, which differ most from said plane annular area, are in contact. Under the action of an axial force, e.g. as a result of temporary deceleration or acceleration of the worm wheel 4, said deviation is elastically reversibly reduced. This creates the possibility of linear stroke movements 17 for the worm 3 in the gear housing 2. By means of said stroke movements 17 of the worm 3, dynamic forces arising in the event of extreme acceleration or deceleration of the worm wheel 2, e.g. during braking or start-up, may be taken up by the spring sets 15 on either side so that an abrupt braking of loads is possible without destroying the gearing 6 and/or the thread 5.

According to Figure 3, an (upper) top part 2b is to be placed flat on top of the supporting surface 20 (cf. Fig.1) of the lower base part 2a to form the overall housing 2. For rigid fixing of said parts to one another, connecting screws 24 are used, which are screwed into the internally threaded holes 21 of the base part 2a and engage via aligned through-holes behind the top part 2b. The worm wheel 4 is supported rotatably relative to the gear housing 2 by means of two ball bearing sets 10, 11, 12 which are positioned in each case on one of the two end faces 6a, 6b of the worm wheel gearing 6. In each case, it is always the smaller inner ring 10 which is fixed in a stationary manner on the respective end face 6a or 6b of the worm wheel gearing 6 and the larger outer ring 11 which is fixed in a stationary manner on the inner wall of the housing 2. Thus, by virtue of the fact that the bearing of the worm wheel 4 is spatially separated by dividing the bearing into a separate ball bearing set 10, 11, 12 for each of the end faces 6a, 6b of the worm wheel gearing, radial loads F_{rad} , axial loads F_{ax} and tilting moments M_k may be taken up to an extraordinary extent while the torque M_d of the worm wheel 4 around its centre line 18, which is required for the part which is to be driven, remains substantially unimpaired.

Said advantageous effect of the duplex bearing may be further enhanced by the use of angular-contact ball bearings according to Figure 4: in each case, only a peripheral section of around 90° of the bearing ball 11 is enclosed by the liners or the inner and outer rings 10, 12. If said bearings are disposed according to Figure 3 so as to be aligned coaxially or paraxially relative to the centre line 18, a tilting moment M_k may be taken up with greater operational reliability by two cooperating bearings 10, 11, 12 at each worm wheel end face 6a, 6b.

Figure 5 shows a plan view of a complete angular-contact ball bearing set 10, 11, 12. Said view reveals radially effected slits 19 which penetrate each of the liners or the smaller and larger rings 10 and 12.

CLAIMS

1. Arrangement for the rotary operation of a machine or plant part, e.g. a crane, on a chassis or bed, having a worm gear (1), of which the housing (2) is fastened on the chassis or bed, the worm (3) may be set in rotation manually or by a drive motor and the worm wheel (4) is rotatably supported in the housing (2) in that the worm wheel (4) on each of the two sides (6a, 6b) of its gearing (6) provided for meshing with the worm (3) is provided with a separate rolling bearing (10, 11, 12), characterized in that the housing (2) is formed by a base part (2a) and a top part (2b) fixable flat onto said base part, that at least one face (6a, 6b) or non-gearred side wall of the worm wheel (4) has a connecting projection (7), which penetrates the base or top part and is designed for connection to the part to be rotated, and that the two outer rings (12) of the rolling bearings rest against and/or are fixed to the respective wall of the base and top parts (2a, 2b) of the housing (2) and the two associated inner rings (10) each rest against and/or are fixed to the wall of the worm wheel (4).
2. Arrangement according to claim 1, characterized in that the mounting of the worm wheel (4) is realized by means of two skew rolling bearings (Fig.4), in which a peripheral section of between 60 and 120°, preferably 90°, of the rolling bodies (11) is enclosed in each case by the liners or by the inner and outer ring (10, 12).
3. Arrangement according to one of the preceding claims, characterized in that, for mounting the worm wheel (4), two rolling bearings (10, 11, 12) are disposed, the liners or inner and outer rings (10, 12) of which are slit (19).

4. Arrangement according to one of the preceding claims, characterized in that, for mounting the worm wheel (4), two rolling bearings (10, 11, 12) are disposed, in which the inner ring (10) has a diameter which is different from, in particular smaller than, the outer ring (12).
5. Arrangement according to one of the preceding claims, characterized in that the base and/or top part of the gear housing (2) and/or the worm wheel (4) each have a recess, into which the outer ring (12) is inserted.
6. Arrangement according to one of the preceding claims, characterized by two or more drivable worms which are meshed with the common worm wheel.
7. Arrangement according to one of the preceding claims, characterized by rolling bearings having a plurality of rolling body rims, associated with which are preferably rolling tracks which lie at a predetermined angle relative to one another.
8. Arrangement according to claim 7, characterized in that the rolling bearings having a plurality of rolling body rims take the form of known combined radial and thrust bearings.
9. Arrangement according to one of the preceding claims, having an elongated worm (3) and a worm wheel (4) meshed therewith, which are in each case rotatably supported in a common gear housing (2) or frame, characterized in that the worm (3) is additionally supported so as to be displaceable (17) in its longitudinal direction counter to spring force.
10. Arrangement according to claim 9, characterized in that the spring force opposing the displacement (17) is realized by one or more spring elements (15, 16), which

are supported relative to the housing wall (2) and act (13) upon the worm (3).

11. Arrangement according to claim 9 or 10, characterized in that the spring force opposing the displacement is realized by one or more spring elements (15, 16), which act (13) upon the worm (3) in each case between an end face of its thread (5) and its immediately adjacent, rotatably supported end portion (14) and are supported relative to the housing wall (2) of the gear (1).
12. Arrangement according to claim 10 or 11, characterized in that one or more spring elements (15, 16) take the form of helical or cup springs (16), which are penetrated by the worm and are possibly combined to form jointly tensionable sets of springs.
13. Arrangement according to one of the preceding claims, characterized in that the top and base parts (2a, 2b) of the housing (2) may be placed one on top of the other and/or screwed to one another in the direction of the worm wheel axis (18) or parallel to the worm wheel axis (18).
14. Arrangement according to one of the preceding claims, characterized in that the common supporting surfaces (20) of the base and top parts (2a, 2b) of the housing (2) are penetrated by fixing means, in particular by screw means (21, 24).
15. Arrangement according to claim 14, characterized in that the fixing or screw means (21, 24) extend parallel to the worm wheel axis (18).
16. Arrangement according to one of the preceding claims, characterized in that the connecting projection (7)

axially or paraxially penetrates the top and base parts (2a, 2b).

17. Arrangement according to one of the preceding claims, characterized in that the worm (3) is provided at either end with a combined radial and thrust bearing.
18. Arrangement according to one of the preceding claims, characterized in that the connecting projection (7) is used to receive and support the machine or plant part.

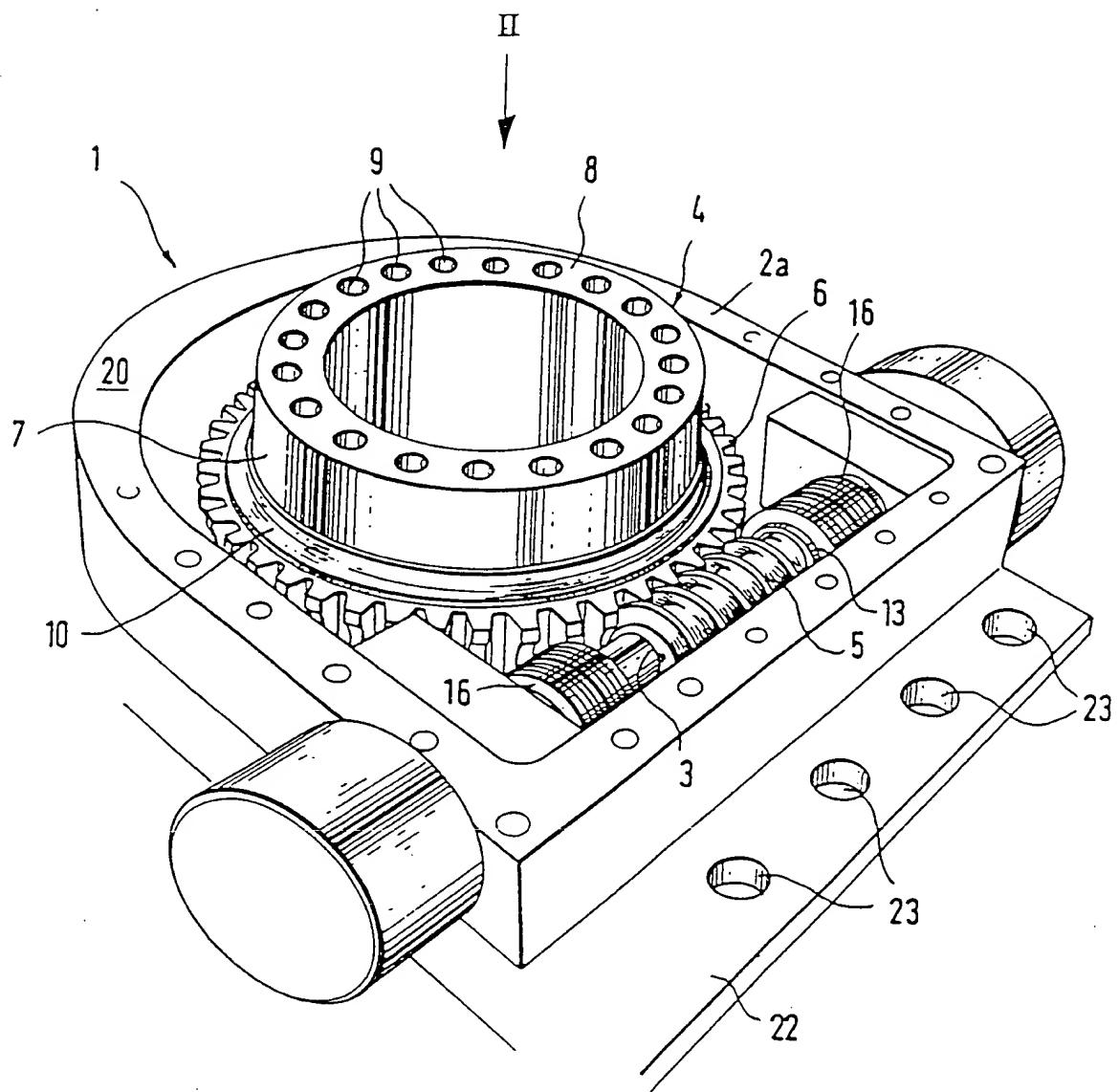


FIG. 1

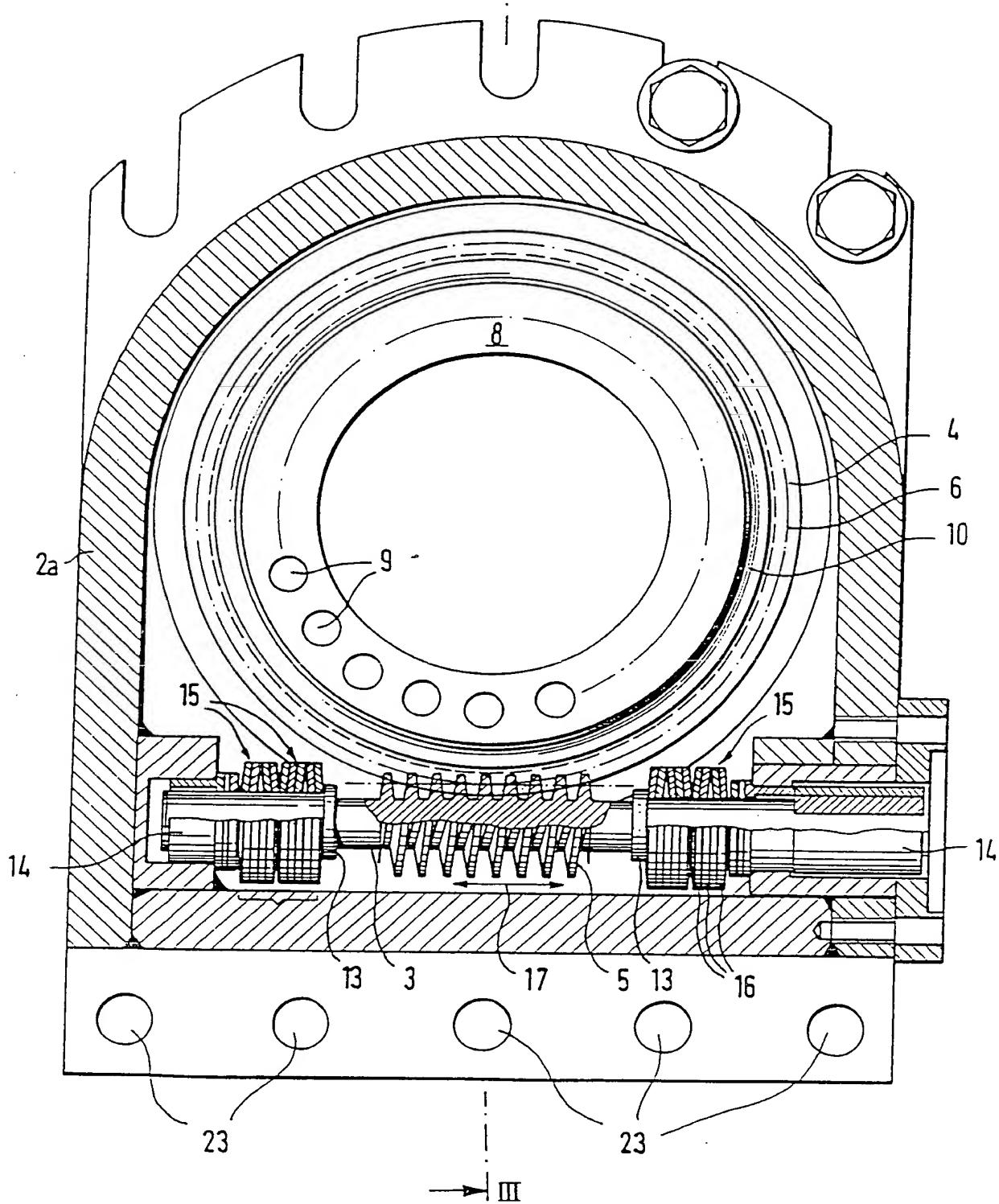


FIG. 2

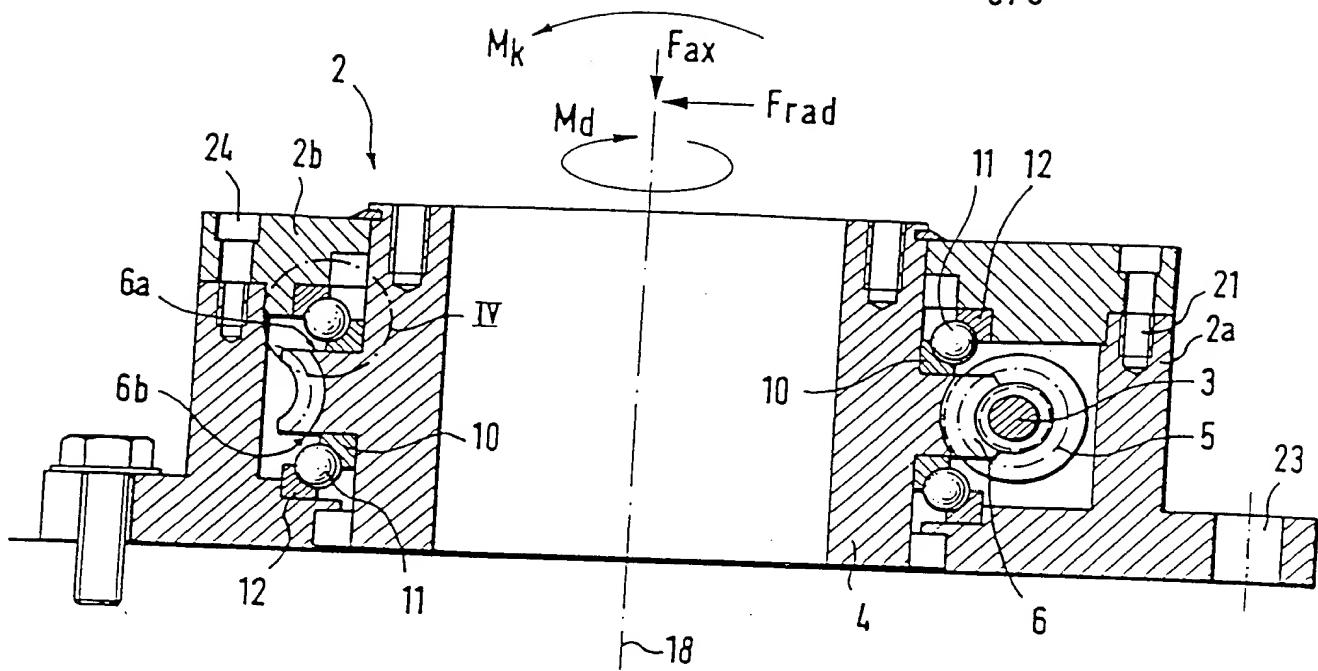


FIG. 3

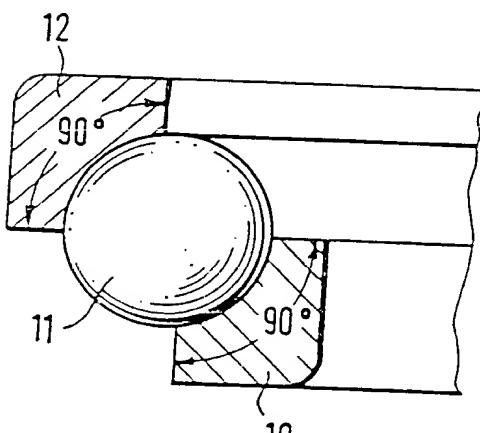


FIG. 4

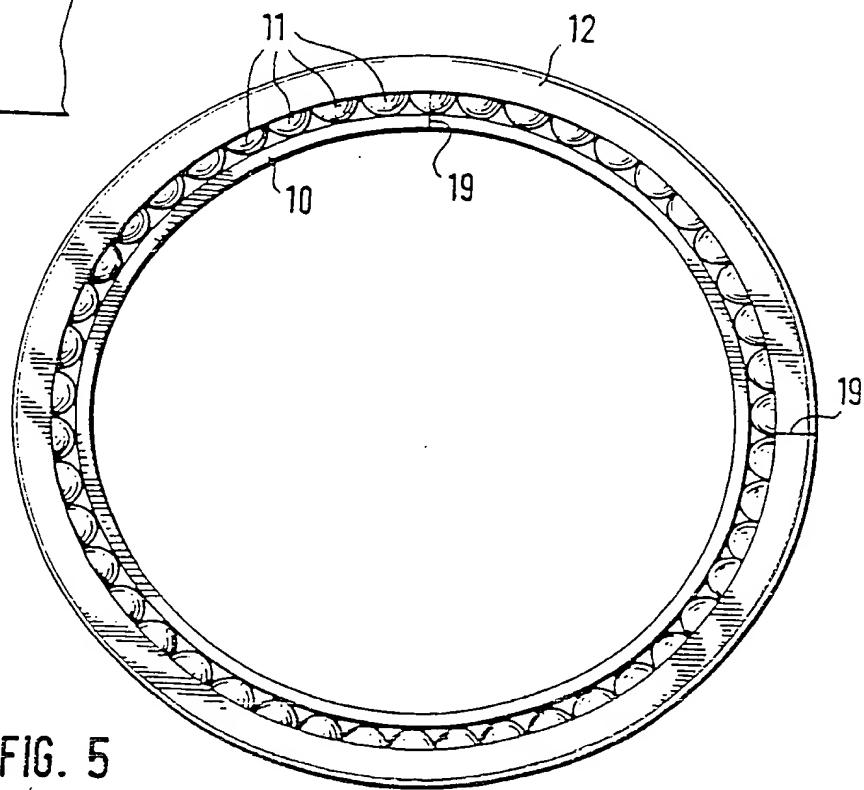


FIG. 5